

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

THIS PAGE BLANK (USPTO)



PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **04255541 A**(43) Date of publication of application: **10.09.92**

(51) Int. Cl

F02D 41/02**F02D 45/00****F02D 45/00****F16H 9/00****F16H 61/00****// F16H 59/14**(21) Application number: **03035517**(22) Date of filing: **04.02.91**(71) Applicant: **TOYOTA MOTOR CORP**(72) Inventor: **HAYASHI TAKASHI**

(54) **CONTROL DEVICE FOR VEHICLE PROVIDED WITH LEAN-BURN INTERNAL COMBUSTION ENGINE AND CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION**

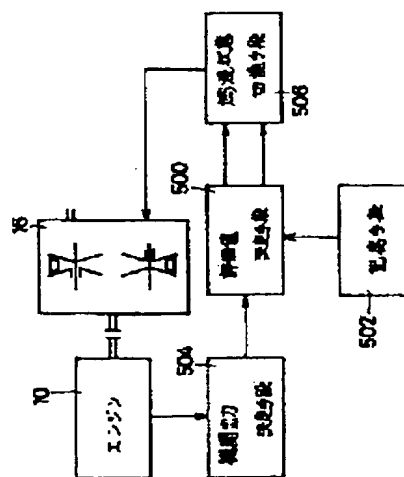
(57) Abstract:

PURPOSE: To control a combustion condition of an internal combustion engine of a vehicle so that fuel consumption and concentration of nitrogen oxide in exhaust are compatible without worsening the drive power, in the case of running the vehicle provided with the lean-burn internal combustion engine, switched to a plurality of kinds of the combustion conditions, and a continuously variable transmission.

CONSTITUTION: In an evaluation value determining means 500, from a relation stored in a memory means 502, on an equal horsepower curve for expressing the actual output horsepower determined by an engine output determining means 504, an evaluation value of considering fuel consumption and nitrogen oxide emission is determined respectively for a lean-burn condition and a theoretical air-fuel ratio combustion condition. Of the evaluation values for a lean-burn region and a theoretical air-fuel ratio combustion condition region thus determined by the evaluation value determining means 500, a combustion condition in a side where the fuel consumption and the nitrogen oxide emission are more compatible is determined and selected by a

combustion condition selecting means 506 so as to obtain the selected combustion condition. By determining respectively the evaluation values on the equal horsepower curve of expressing the actual output horsepower, drive power of a vehicle is prevented from worsening.

COPYRIGHT: (C)1992,JPO&Japio



THIS PAGE BLANK (USPTO)

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平4-255541

(43) 公開日 平成4年(1992)9月10日

(51) Int.Cl. ⁴	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 2 D 41/02	3 0 1 F	9039-3G		
45/00	3 0 1 G	8109-3G		
	3 2 0 Z	8109-3G		
F 1 6 H 9/00				
61/00		8207-3 J		

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全 15 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平3-35517

(22) 出願日 平成3年(1991)2月4日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 林 幸士

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

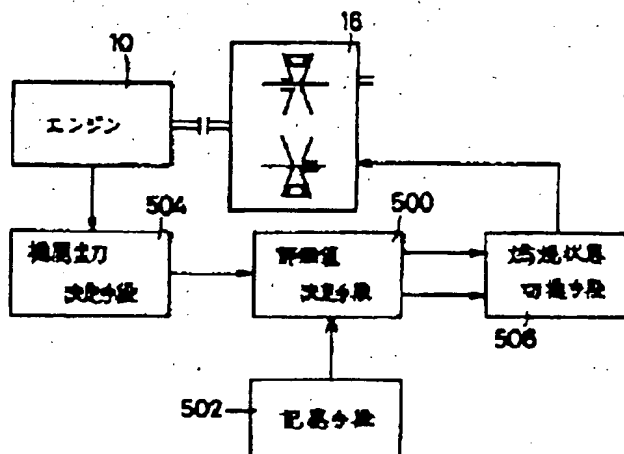
(74) 代理人 弁理士 池田 治幸 (外2名)

(54) 【発明の名称】 希薄燃焼内燃機関および無段変速機を備えた車両の制御装置

(57) 【要約】

【目的】 複数種類の燃焼状態に切り換えられる希薄燃焼内燃機関と無段変速機とを備えた車両の走行中において、車両の駆動力を損なうことなく、燃料消費率および排気中の窒素酸化物濃度が両立するように内燃機関の燃焼状態が制御される制御装置を提供する。

【構成】 評価値決定手段500では、記憶手段502において記憶された関係から、機関出力決定手段504により決定された実際の出力馬力を示す等馬力曲線上において燃焼消費率および窒素酸化物排出率を考慮した評価値が希薄燃焼状態および理論空燃比燃焼状態についてそれぞれ決定される。このようにして評価値決定手段500により決定された希薄燃焼領域および理論空燃比燃焼状態燃焼領域についての各評価値のうち、燃焼消費率および窒素酸化物排出率のより両立する側の燃焼状態が決定され、その選択された燃焼状態となるように燃焼状態選択手段506により選択される。しかも、実際の出力馬力を示す等馬力曲線上において評価値がそれぞれ決定されるので、車両の駆動力が損なわれることがない。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 複数種類の燃焼状態のいずれかに切り換えられる希薄燃焼内燃機関と、変速比が無段階に変化させられる無段変速機とを備えた車両の制御装置であって、燃料消費率および排気中の有毒ガス排出率特性を前記希薄燃焼内燃機関の燃焼状態毎に表す関係を予め記憶する記憶手段と、前記希薄燃焼内燃機関の実際の出力馬力を決定する機関出力決定手段と、前記関係から、前記実際の出力馬力を通る等馬力曲線上において燃料消費率および有毒ガス濃度を考慮した第1および第2評価値を希薄燃焼状態および理論空燃比燃焼状態についてそれぞれ決定する評価値決定手段と、該評価値決定手段によりそれぞれ決定された希薄燃焼状態および理論空燃比燃焼状態についての各評価値に基づいて、燃料消費率および有毒ガス排出率のより良く両立する側の燃焼状態を選択し、その選択された燃焼状態となるように前記希薄燃焼内燃機関の燃焼状態を切り換える燃焼状態切換手段とを含むことを特徴とする希薄燃焼内燃機関および無段変速機を備えた車両の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、希薄燃焼内燃機関および無段変速機を備えた車両の制御装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 希薄燃焼機関は、自動車の排出ガスを浄化するためにたとえば特開昭61-268845号公報に記載されているように、EGR弁および乱流を形成するためのスワールコントロール弁と混合気を理論空燃比よりも希薄側となるようにする燃焼制御手段とを備えており、複数種類の燃焼状態のいずれかが負荷に応じて選択されるようになっている。また、無段変速機は、たとえば特開昭58-191358号公報に記載されているように、最適燃費率曲線に沿って内燃機関が作動するようにその無段変速機の変速比が連続的に調節され得るので、車両の燃費を向上させ得る技術として知られている。そして、上記希薄燃焼内燃機関はポンピングロスが小さいことなどから好適な燃費が得られるので、車両の燃費を一層改善するためにその希薄燃焼内燃機関と上記無段変速機とを車両に搭載することが考えられる。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 ところで、上記希薄燃焼内燃機関は、一般に、所定の機関負荷値を境にしてそれよりも小さい場合、すなわち軽負荷走行の場合には、混合気の空燃比を理想空燃比よりも希薄側として内燃機関を希薄燃焼状態とし、その所定の機関負荷値よりも大きい場合、すなわち中負荷走行或いは高負荷走行の場合には、好適な燃費を維持するよりはNO_xの発生を抑制するために空燃比がそれより濃厚側の燃焼状態、たとえば空燃比A/Fが理論値である混合気に再循環ガスが混

合される燃焼状態（ストイキ+EGR燃焼状態）とするに切り換える制御が行われている。しかしながら、このように希薄燃焼内燃機関の燃焼状態が機関負荷のみに基づいて一律に切り換えられるので、燃料消費率および排気ガス中の有毒ガス排出率が最適に得られなかった。

【0004】 本発明は以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、複数種類の燃焼状態のいずれかに切り換えられる希薄燃焼内燃機関と無段変速機とを備えた車両の走行中において、燃料消費率および排気中の有毒ガス排出率が両立するように内燃機関の燃焼状態が制御される制御装置を提供することにある。

【0005】

【課題を解決するための手段】 斯る目的を達成するための、本発明の要旨とするところは、複数種類の燃焼状態のいずれかに切り換えられる希薄燃焼内燃機関と、変速比が無段階に変化させられる無段変速機とを備えた車両の制御装置であって、(a) 燃料消費率および排気中の有毒ガス排出率特性を前記希薄燃焼内燃機関の燃焼状態毎に表す関係を予め記憶する記憶手段と、(b) 前記希薄燃焼内燃機関の実際の出力馬力を決定する機関出力決定手段と、(c) 前記関係から、前記実際の出力馬力を通る等馬力曲線上において燃料消費率および有毒ガス濃度を考慮した第1および第2評価値を希薄燃焼状態および理論空燃比燃焼状態についてそれぞれ決定する評価値決定手段と、(d) その評価値決定手段によりそれぞれ決定された希薄燃焼状態および理論空燃比燃焼状態についての各評価値に基づいて、燃料消費率および有毒ガス排出率のより良く両立する側の燃焼状態を選択し、その選択された燃焼状態となるように前記希薄燃焼内燃機関の燃焼状態を切り換える燃焼状態切換手段とを含むことにある。

【0006】

【作用】 このようにすれば、評価値決定手段においては、記憶手段において記憶された関係から、機関出力決定手段により決定された実際の出力馬力を通る等馬力曲線上において燃料消費率および有毒ガス濃度を考慮した評価値が希薄燃焼状態および理論空燃比燃焼状態についてそれぞれ決定される。そして、このようにして評価値決定手段により決定された希薄燃焼状態および理論空燃比燃焼状態についての第1および第2評価値に基づいて、燃料消費率および有毒ガス排出率のより良く両立する側の燃焼状態が選択され、その選択された側の燃焼状態となるように前記希薄燃焼内燃機関が燃焼状態切換手段により制御される。

【0007】

【発明の効果】 上記のようにして評価値決定手段により決定された希薄燃焼状態および理論空燃比燃焼状態についての各評価値に基づいて、燃料消費率および有毒ガス排出率のより良く両立する側の燃焼状態となるように前

記希薄燃焼内燃機関が制御されるので、燃料消費率および有毒ガス排出率が両立する最適の燃焼状態で内燃機関が常時作動させられる。しかも、前記のように実際の出力馬力を通る等馬力曲線において前記第1および第2評価値がそれぞれ決定されるので、車両の駆動力が損なわれることがない。

【0008】

【実施例】以下、本発明の一実施例を図面に基づいて詳細に説明する。図1は、本発明の一実施例が適用されるベルト式無段変速機を含む車両用動力伝達装置を示す骨子図である。図において、エンジン10の動力はロックアップクラッチ付トルクコンバータ12、前後進切換装置14、ベルト式無段変速機（以下、CVTという）16、減速ギヤ装置18、および差動歯車装置20を経て車軸22に連結された駆動輪24へ伝達されるようになっている。

【0009】上記トルクコンバータ12は、エンジン10のクランク軸26と接続されているポンプ翼車28と、上記クランク軸26と後段の前後進切換装置14の中心軸54との間においてそれらと同心に設けられたコンバータ出力軸32に固定されポンプ翼車28からのオイルを受けて回転させられるタービン翼車34と、一方クラッチ36を介して非回転部材に固定されたステータ翼車38と、ダンパ40を介してコンバータ出力軸32に固定されたロックアップクラッチ42とを備え、ロックアップクラッチ42の非係合状態では、入出力回転速度比に応じた増幅率でトルクを伝達するようになっている。上記ロックアップクラッチ42は、たとえば車速、エンジン回転速度、またはタービン翼車34の回転速度が所定値以上になると作動させられて、クランク軸26とコンバータ出力軸32とを直結状態にするものである。

【0010】前後進切換装置14は、図示しないシフトレバーの操作位置に従って前進ギヤ段または後進ギヤ段に択一的に切り換えられるダブルベニオン型の遊星歯車装置であって、コンバータ出力軸32とCVT16の入力軸44との間において同心的に設けられている。この遊星歯車装置は、前後進切換装置14の入力軸として機能するコンバータ出力軸32に固定されたサンギヤ46と、このサンギヤ46と同心に設けられたリングギヤ48と、それらリングギヤ48およびサンギヤ46の一方および他方と噛み合い且つ互いに噛み合う一対の遊星ギヤ50および52と、サンギヤ46およびリングギヤ48と同心に設けられた中心軸54とこの中心軸54から外周側へ延びるフランジ部56とこのフランジ部56から上記中心軸54の軸心と平行な方向へ立設されて一対の遊星ギヤ50および52を回転可能に支持するキャリアピン58とを有するキャリア60とを備えている。さらに、この遊星歯車装置は、コンバータ出力軸32とキャリア60との間を連結するための前進用クラッチ62

と、リングギヤ48と位置固定のハウジング63との間を連結するための後進用ブレーキ64とを備えている。したがって、前進用クラッチ62が係合させられると、コンバータ出力軸32とキャリア60との間が連結されて、コンバータ出力軸32と中心軸54とが一体的に回転するので、CVT16以下が前進方向へ回転させられる。反対に、上記前進用クラッチ62に替えて後進用ブレーキ64が係合させられると、ハウジング63とリングギヤ48との間が連結されてリングギヤ48が非回転状態とされるので、コンバータ出力軸32に対して中心軸54が反対方向に回転させられ、CVT16以下が後進方向へ回転させられる。

【0011】CVT16は、その入力軸44および出力軸45にそれぞれ設けられた可変プーリ66および68と、それら可変プーリ66および68に巻き掛けられた伝動ベルト70とを備えている。この伝動ベルト70は、たとえば特開昭61-116146号公報、特開平2-62445号公報に記載されているように、可変プーリ66および68のV溝に壁面により挟圧されるベルトブロックが無端環状のフープ或いはチェーンに沿って多数連設されることにより構成されている。可変プーリ66および68は、入力軸44および出力軸45にそれぞれ固定された固定回転体72および74と、入力軸44および出力軸45にそれぞれ軸方向の移動可能かつ軸回りの相対回転不能に設けられた可動回転体76および78とから成り、可動回転体76および78が油圧アクチュエータとして機能する油圧シリンダ80および82によって移動させられることによりV溝幅すなわち伝動ベルト70の掛り径（有効径）が変更されて、CVT16の変速比 γ （＝入力軸44の回転速度 N_{in} ／出力軸45の回転速度 N_{out} ）が変更されるようになっている。油圧シリンダ80は専ら変速比 γ を変更するために作動させられ、油圧シリンダ82は専ら伝動ベルト70のすべりが生じない範囲で最小の挟圧力が得られるように作動させられる。なお、油圧ポンプ84は図示しないCVT油圧制御装置の油圧源を構成するものであって、エンジン10とともに回転するポンプ翼車28により常時回転駆動されるようになっている。

【0012】CVT16の出力軸45には、出力歯車として機能する第1歯車86が設けられている。また、第1歯車86の軸心と平行な軸まわりに回転可能に設けられた回転軸88には、第1歯車86と噛み合う第2歯車90とそれよりも小径の第3歯車92とが固設されており、第3歯車92は差動歯車装置20の大径歯車94と噛み合わされている。上記第1歯車86、第2歯車90、および第3歯車92は、前記減速ギヤ装置18を構成しているのである。差動歯車装置20は、車軸22の回転軸心と直交する軸まわりに回転可能に支持され且つ大径歯車94と一体的に回転する一対の差動小歯車96と、この差動小歯車96と噛み合い且つ車軸22に連結

された一對の差動大歯車98とを備えている。したがって、減速ギヤ装置18から伝達された動力は、差動歯車装置20において左右の車軸22へ均等に配分された後、左右の駆動輪24へ伝達される。

【0013】トランスミッション用電子制御装置110は、CPU112、ROM114、RAM116、図示しないインターフェースなどから成る所謂マイクロコンピュータであって、それには、駆動輪24の回転速度を検出する車速センサ118、CVT16の入力軸44および出力軸45の回転速度をそれぞれ検出する入力軸回転センサ120および出力軸回転センサ122、エンジン10の吸気配管に設けられたスロットル弁開度を検出するスロットル弁開度センサ124、シフト操作レバー126の操作位置、すなわちL、S、D、N、R、Pレンジのいずれかを検出するための操作位置センサ128から、車速SPDを表す信号、入力軸回転速度 N_{in} を表す信号、出力軸回転速度 N_{out} を表す信号、スロットル弁開度 θ_{th} を表す信号、シフト操作レバー126の操作位置Pを表す信号がそれぞれ供給されるようになっている。上記電子制御装置110のCPU112は、RAM116の一時的記憶機能を利用しつつ予めROM114に記憶されたプログラムに従って入力信号を処理し、油圧制御回路100内の第1電磁弁102、第2電磁弁104、リニヤソレノイド弁106をそれぞれ制御する。

【0014】図2は上記油圧制御回路100の要部を示しており、前記油圧ポンプ84はこの油圧制御回路100の油圧源である。油圧ポンプ84は図示しないオイルタンク内へ還流した作動油をストレーナ140を介して吸入し、また、戻し油路142を通して戻された作動油を吸入して第1ライン油路144へ圧送する。本実施例では、第1ライン油路144内の作動油がオーバーフロー（リリーフ）型式の第1調圧弁146によって戻し油路142およびロックアップクラッチ圧油路148へ漏出させられることにより、第1ライン油路144内の第1ライン油圧 P_{1L} が調圧されるようになっている。また、減圧弁型式の第2調圧弁150によって第1ライン油圧 P_{1L} が減圧されることにより第2ライン油路152内の第2ライン油圧 P_{2L} が調圧されるようになっている。なお、上記第1ライン油路144には、所定圧以上の異常昇圧を防止するためのリリーフ弁154が設けられている。

【0015】上記第2調圧弁150は、第1ライン油路144と第2ライン油路152との間を開閉するスプール弁子160、スプリングシート162、リターンズスプリング164、プランジャ166を備えている。また、スプール弁子160の軸端には、順に径が大きくなる第*

*1ランド168、第2ランド170、第3ランド172が順次形成されている。第2ランド170と第3ランド172との間には第2ライン油圧 P_{1L} がフィードバック圧として絞り174を通して導入される油室176が設けられており、スプール弁子160が第2ライン油圧 P_{1L} により閉弁方向へ付勢されるようになっている。また、スプール弁子160の第1ランド168端面側には、絞り178を介して後述の変速比圧 P_v が導かれる油室180が設けられており、スプール弁子160が変速比圧 P_v により閉弁方向へ付勢されるようになっている。また、第2調圧弁150内においてはリターンズスプリング164の開弁方向の付勢力がスプリングシート162を介してスプール弁子160に付与されている。また、スプール弁子160の第1ランド168と第2ランド170との間にはリニヤソレノイド弁106から出力される信号圧 P_{sig} が導入される油室182が設けられており、その信号圧 P_{sig} によりスプール弁子160が第2ライン油圧 P_{1L} により閉弁方向へ付勢されるようになっている。さらに、プランジャ166の端面側には後述のスロットル圧 P_{th} を作用させるための油室184が設けられており、スプール弁子160がこのスロットル圧 P_{th} により開弁方向へ付勢されるようになっている。したがって、第1ランド168の受圧面積（断面積）を A_1 、第2ランド170の断面積を A_2 、第3ランド172の断面積を A_3 、プランジャ166の小径ランド188の受圧面積を A_4 、リターンズスプリング164の付勢力を W とすると、スプール弁子160は数式1が成立する位置において平衡させられる。すなわち、スプール弁子160が数式1にしたがって移動させられることにより、第1ライン油路144内の作動油が第2ライン油路152へ流入させられる状態と第2ライン油路152内の作動油がドレンポートへ流出される状態とが繰り返されて、第2ライン油圧 P_{2L} が調圧させられるのである。上記第2ライン油路152は比較的閉じられた系であるので、第2調圧弁150は上記のように相対的に高い油圧である第1ライン油圧 P_{1L} を減圧することにより第2ライン油圧 P_{2L} を図3に示すように発生させるのである。なお、図3はスロットル圧 P_{th} が一定である場合の特性であって、折れ線は信号圧 P_{sig} が零であるときの調圧値（基本出力圧 P_{out} ）を示し、曲線は信号圧 P_{sig} によって理想圧 P_{out} に調圧されたとき調圧値を示している。すなわち、上記信号圧 P_{sig} は理想圧 P_{out} を得るために基本出力圧 P_{out} から低下させる値を制御するために供給されるのである。

【0016】

【数1】

$$P_{out} = (A_4 \cdot P_{th} + W - A_1 \cdot P_r - (A_2 - A_3) P_{sig}) / (A_2 - A_1)$$

【0017】第1調圧弁146は、スプール弁子200、スプリングシート202、リターンズスプリング204、第1プランジャ206、およびその第1プランジャ

206の第2ランド215と同径の第2プランジャ208を備えている。スプール弁子200は、第1ライン油路144と戻し油路142およびロックアップクラッチ

圧油路148との間を開閉するものであり、その第1ランド212の端面にフィードバック圧としての第1ライン油圧 P_{11} を絞り211を介して作用させるための油室213が設けられており、この第1ライン油圧 P_{11} によりスプール弁子200が開弁方向へ付勢されるようになっている。スプール弁子200と同軸に設けられた第1プランジャ206の第1ランド214とそれよりも小径の第2ランド215との間にはスロットル圧 P_{12} を導くための油室216が設けられており、また、第2ランド215と第2プランジャ208との間には一次側油圧シリンダ80内の油圧 P_{13} を分岐油路220を介して導くための油室217が設けられており、さらに第2プランジャ208の端面には第2ライン油圧 P_{14} を導くための油室218が設けられている。前記リターンズpring204の付勢力は、スプリングシート202を介して閉弁方向にスプール弁子200に付与されているの
 3、スプール弁子200の第1ランド212の受圧面積を A_2 、第1プランジャ206の第1ランド214の断面積を A_1 、第2ランド215および第2プランジャ208の断面積を A_3 、リターンズpring204の付勢力を W とすると、スプール弁子200は数式2が成立する位置において平衡させられ、第1ライン油圧 P_{11} が調圧される。

【0018】

【数2】

$$P_{11} = ((P_{12} \text{ or } P_{13}) \cdot A_1 + P_{14}(A_2 - A_1) + W) / A_2$$

【0019】上記第1調圧弁146においては、一次側油圧シリンダ80内油圧 P_{13} が第2ライン油圧 P_{14} （定常状態では $P_{14} = \text{二次側油圧シリンダ82内油圧 } P_{15}$ ）よりも高い場合には、第1プランジャ206と第2プランジャ208との間が離間して上記一次側油圧シリンダ80内油圧 P_{13} による推力がスプール弁子200の閉弁方向に作用するが、一次側油圧シリンダ80内油圧 P_{13} が第2ライン油圧 P_{14} よりも低い場合には、第1プランジャ206と第2プランジャ208とが当接することから、上記第2プランジャ208の端面に作用している第2ライン油圧 P_{14} による推力がスプール弁子200の閉弁方向に作用する。すなわち、一次側油圧シリンダ80内油圧 P_{13} と第2ライン油圧 P_{14} とを受け第2プランジャ208がそれらの油圧のうちの高い方の油圧に基づく作用力をスプール弁子200の閉弁方向に作用させるのである。これにより、正トルク走行および負トルク走行においても最適の第1ライン油圧 P_{11} が発生させられる。

【0020】前記スロットル圧 P_{12} は、要求出力、すなわちエンジン10における実際のスロットル弁開度 θ_{12} に対応したものであり、スロットル弁開度検知弁228によって発生させられる。また、変速比圧 P_r はCVT16の実際の変速比を表すものであり、変速比検知弁232によって発生させられる。それらスロットル弁開度

検知弁228および変速比検知弁232は、たとえば特開昭64-49749号公報に記載されたものと同様に構成されており、スロットル弁開度検知弁228は、エンジン10のスロットル弁とともに回転させられる図示しないカムのカム面に係合するプランジャ230を備え、そのプランジャ230の変位に対応する推力に対応して図4に示すようなスロットル圧 P_{12} を発生させる。また、上記変速比検知弁232は、CVT16の入力側可動回転体76に摺接してその軸線方向の変位量に等しい変位量だけ軸線方向へ移動させられる検知棒234を備え、この棒234の変位に対応して絞り236より下流側の逃がし量を変化させることにより、図5に示すような変速比圧 P_r を発生させる。

【0021】ここで、上記変速比検知弁232は、絞り236を通して第2ライン油路152から供給される第2ライン油圧 P_{14} の作動油の逃がし量を変化させることにより変速比圧 P_r を発生させるものであるから、変速比圧 P_r は第2ライン油圧 P_{14} 以上の値となることが制限されている一方、前記数式1に従って作動する第2調圧弁150では変速比圧 P_r の増加に伴って第2ライン油圧 P_{14} を減少させる。このため、変速比圧 P_r が所定値まで増加して第2ライン油圧 P_{14} と等しくなると、それ以降は両者ともに飽和して一定となり、前記図3に示すように、基本出力圧 P_{11} の変化特性は、変速比 γ が最大値から最小値へ向かって変化する過程において当初は変速比圧 P_r の増大に対応して直線的に減少するが、変速比圧 P_r と一致した後は一定値となる折れ線特性となる。

【0022】第3調圧弁240は、前後進切換装置14において摩擦係合する後進用ブレーキ64および前進用クラッチ62を作動させる作動油圧および第1電磁弁102、第2電磁弁104、リニヤソレノイド弁106の元圧ロット油圧として機能する第3ライン油圧 P_{16} を発生させるものであり、たとえば特開昭64-49749号公報に記載されたものと同様に構成されている。第3ライン油圧 P_{16} は、前進用クラッチ62或いは後進用ブレーキ64において滑りが発生することなく確実にトルクを伝達できるトルク容量が得られるようにするための最適な値に調圧される。

【0023】変速制御弁ユニット250は、CVT16の変速比 γ を調節するために、第1ライン油圧 P_{11} および第2ライン油圧 P_{14} を元圧として一次側油圧シリンダ80および二次側油圧シリンダ82の一方および他方を制御する。この変速制御弁ユニット250は変速方向切換弁252および流量制御弁254から構成されている。なお、前記第3ライン油圧 P_{16} は変速方向切換弁252および流量制御弁254を駆動するためのパイロット圧として用いられる。

【0024】変速方向切換弁252は第1電磁弁102によって位置制御されるスプール弁子256を備え、流

量制御弁254は第2電磁弁104によって位置制御されるスプール弁258を備えている。たとえば、第1電磁弁102がオン状態であり且つ第2電磁弁104がオン状態である場合には、スプール弁256および258が共に上側に位置させられるので、第1ライン油路144内の作動油は、変速方向切換弁252、第1接続油路260、流量制御弁254、および二次側油路262を順次通して二次側油圧シリンダ82へ流入させられる一方、一次側油圧シリンダ80内の作動油は、一次側油路264、流量制御弁254、第2接続油路266、および変速方向切換弁332を順次通してドレンへ排出され、CVT16の変速比 γ は減速方向へ速やかに変化させられる。

【0025】この状態で、第2電磁弁104がオフ状態とされるとスプール弁258が下側に位置させられるので、一方向弁268および絞り270を並列に備えたバイパス油路272を通して第2ライン油路152内の作動油が二次側油圧シリンダ82へ流入させられる一方、一次側油圧シリンダ80内の作動油はその摺動部分の隙間を通してドレンへ排出され、CVT16の変速比 γ は減速方向へ緩やかに変化させられる。

【0026】反対に、第1電磁弁102がオフであり且つ第2電磁弁104がオン状態である場合には、第1ライン油路144内の作動油は、比較的大きな絞り278、変速方向切換弁252、第2接続油路266、流量制御弁254、および一次側油路264を通して一次側油圧シリンダ80へ流入させられる一方、二次側油圧シリンダ82内の作動油は、二次側油路262、流量制御弁254、第1接続油路260、および変速方向切換弁252を順次通して第2ライン油路152へ排出され、CVT16の変速比 γ は増速方向へ速やかに変化させられる。

【0027】また、この状態で第2電磁弁104がオフ状態とされると、第1ライン油路144内の作動油は、変速方向切換弁252および絞り274を備えた第3接続油路276を通して一次側油圧シリンダ80へ流入させられる一方、二次側油圧シリンダ82内の作動油は、バイパス油路272を通して第2ライン油路152へ排出され、CVT16の変速比 γ は増速方向へ緩やかに変化させられる。これらの4つの変速モードが選択的に切り換えられることにより変速制御が行われるのである。なお、図2における第1電磁弁102および第2電磁弁104にその作動状態を示すために付されたONおよびOFFは、変速方向切換弁252および流量制御弁254に付されたONおよびOFFと対応している。また、上記第1電磁弁102および第2電磁弁104は、励磁状態においてボール状弁子がドレンポートを閉じ且つ入力ポートを出力ポートに直通させて第3ライン圧 P_L を出力し、非励磁状態においてボール状弁子が入力ポートを閉じ且つ出力ポートをドレンポートと直通させる三

方切換弁である。

【0028】前記リニアソレノイド弁106は、第3ライン油圧 P_L を減圧することにより信号圧 P_{sig} を発生させるものであって、スプリング300により閉弁方向に付勢されるスプール弁子302と、フィードバック油圧をスプール弁子302に作用させるために信号圧 P_{sig} を受け入れる油室304と、連続的に変化する閉弁方向の推力をスプール弁子302に付与するコア306を備えたソレノイド308とを備え、トランスミッション用電子制御装置110から供給される駆動信号の電流値または電圧値の増加に関連して信号圧 P_{sig} を連続的に増加させる図6に示す特性を備えている。すなわち、上記スプリング300の付勢力を W_L 、スプール弁子302の受圧面積を A_L 、ソレノイド306の推力を F_L とすると、上記出力信号圧 P_{sig} は、数式3に従って制御される。

【0029】

【数3】

$$P_{sig} = (F_L - W_L) / A_L$$

【0030】前記エンジン10は多気筒の希薄燃焼式内燃機関であり、その要部構成が図7に示されている。図において、1つの燃焼室400に対して一対の排気弁402、3つの第1吸気弁404、第2吸気弁406、第3吸気弁408、および1つの点火栓410がシリンダヘッドにそれぞれ設けられている。排気弁402により開閉される排気ポートは共通の排気管412に接続されるとともに、その排気管412には、リーンミクスチャセンサ414および三元触媒416が設けられている。このリーンミクスチャセンサ414は、従来の酸素センサのように理論空燃比付近の領域だけではなく、それよりも希薄な領域においても検出できる機能を備えている。ここで、空燃比とは、混合気中に含まれる燃料と空気の重量比（空気の重量/燃料の重量 $=A/F$ ）或いは燃焼室内の気体と燃料の重量比（（空気の重量+循環ガスの重量）/燃料の重量 $=G/F$ ）である。

【0031】吸気管418には、ヘリカル型吸気ポート420およびストレート型吸気ポート422が略平行に設けられており、ヘリカル型吸気ポート420は第1吸気弁404により、また、ストレート型吸気ポート422は第2吸気弁406によりそれぞれ開閉されるようになっている。上記ヘリカル型吸気ポート420およびストレート型吸気ポート422よりも小さな流通断面積を備えた燃料吸気ポート424は、燃料噴射弁426から噴射された燃料を燃焼室400の中央部に設けられた点火栓410に向かって導くようになっており、その開口が第3吸気弁408により開閉される。そして、吸気量を制御するためによく知られたスロットル弁428が上記吸気管418に設けられている。

【0032】上記ストレート型吸気ポート422には、さらにスワールコントロール弁430が設けられてい

る。このスワールコントロール弁430は、リンク432を介して負圧アクチュエータ434により駆動されるようになっている。吸気管418内の負圧が蓄えられるように逆止弁を備えた第1負圧タンク436と上記負圧アクチュエータ434との間には、エンジン用電子制御装置440により駆動制御される3方電磁切換弁438が設けられており、スワールコントロール弁430がエンジン用電子制御装置440によって開閉されるようになっている。上記スワールコントロール弁430が開かれた状態では、吸入空気がヘリカル型吸気ポート420およびストレート型吸気ポート422を通して燃焼室400内に導入されるが、スワールコントロール弁430が閉じられると、専らヘリカル型吸気ポート420を通して吸入空気が燃焼室400内に導入されるので、強いスワールが発生させられるようになっている。

【0033】前記3つの第1吸気弁404、第2吸気弁406、第3吸気弁408は、クランク軸とともに回転するカム軸によって所定の相対的タイミングで開閉駆動されるものであり、第3吸気弁408は第1吸気弁404の開弁期間の終末近くに開かれるように相互の開閉時期が設定されている。このため、燃焼室400内の上部近傍には燃料の層が形成されて、混合気の空燃比が希薄であっても着火が安定となるので、前記のスワールの効果と相俟って一層の希薄燃焼が可能とされている。上記スワールコントロール弁430が開かれる場合には、吸気管418内から大量の吸気が可能となるので、エンジン10の出力が大きく得られる。

【0034】吸気管418と排気管412との間には、EGR弁442を備えたEGR通路444が設けられている。EGR弁442は、よく知られた負圧作動型弁であって、負圧信号発生弁446から出力される負圧信号により制御される。この負圧信号発生弁446は、吸気管418内の負圧を蓄えるための逆止弁を備えた第2負圧タンク448内の負圧を元圧として用い且つエンジン用電子制御装置440からの制御信号に応じて負圧信号を発生する。

【0035】上記エンジン用電子制御装置440には、リーンミクスチャセンサ414からの酸素濃度を表す信号、エンジン回転センサ450からのエンジン回転速度 N_e を表す信号、スロットルセンサ452からのスロットル弁開度 θ_{sl} を表す信号、エアーフローセンサ454からの吸入空気量 V を表す信号、水温センサ456からのエンジン冷却水温度 T を表す信号がそれぞれ供給されている。エンジン用電子制御装置440は、前述のトランスミッション用電子制御装置110と同様に、CPU、ROM、RAM、インターフェースなどを含むマイクロコンピュータであって、予め記憶されたプログラムに従って、排出ガスに含まれるHC、CO、NO_xを少なくし且つ低燃費が得られるように、燃料噴射弁426、3方電磁切換弁438、負圧信号発生弁446をそ

れぞれ制御する。

【0036】たとえば、エンジン用電子制御装置440は、図8に示されるように負荷に応じて空燃比を理論空燃比よりも希薄側領域から理論空燃比と略同じストイキ領域を経て理論空燃比よりも濃厚側の領域まで変化させると同時に、図9に示されるように負荷に応じてEGR率を変化させる。なお、上記図8および図9は、エンジン回転速度 N_e がそれほど高くない一定値であるときの特性を示しており、上記負荷は、よく知られているように、吸入空気量 Q/Ne 、吸気管負圧 P_v 、或いはスロットル弁開度 θ_{sl} やそれらとエンジン回転速度 Ne 或いは車速SPDとの組合せに対応している。本エンジン用電子制御装置440の制御によれば、上記の図8および図9に示すように、負荷が大きくなるに伴って、空燃比が理論空燃比よりも希薄とされる希薄燃焼、空燃比が理論空燃比と略同じとされる理論燃焼、空燃比が理論空燃比よりも濃くされる濃厚燃焼が順次行われ、また、希薄燃焼領域内のうちの負荷が大きい側においてEGR率が最大となるようにEGR弁442が制御される。

【0037】そして、上記エンジン用電子制御装置440内においては、トランスミッション用電子制御装置110から供給される信号FLAGの内容が「0」であるときには希薄燃焼状態（リーン+EGR+SCV閉）となるように燃料噴射弁426、スワールコントロール弁430、EGR弁442などが制御され、「1」であるときには理論空燃比燃焼状態（ストイキ+EGR+SCV閉）となるように制御されるようになっている。

【0038】エンジン10の燃料消費率SFC（重量/単位仕事量）および窒素酸化物排出率SNO_x（重量/単位仕事量）は、図10および図11に示す特性にしたがって変化するのに加えて、上記希薄燃焼状態では実線に示すように、また、理論空燃比（ストイキ）燃焼状態では破線に示すように変化する。このため、基本的には、軽負荷走行では燃料消費率SFCの優れている希薄燃焼状態が選択され、中、高負荷走行では、窒素酸化物排出率SNO_xの優れている理論空燃比燃焼状態が前記信号FLAGに従って選択されるようになっている。

【0039】前記トランスミッション用電子制御装置110は、CVT16の変速比を車両の走行状態に対応した最適値に制御する変速制御、および、伝動ベルト70の張力が伝達トルクおよび変速比に対応した最適値となるようにベルト張力制御圧である第2ライン油圧 P_{l2} を最適制御するベルト張力最適制御などを適宜実行する。

【0040】上記ベルト張力最適制御では、数式4に示す予め記憶された関係から実際の変速比 γ 、エンジン10の出力トルク T_e （=CVT16の入力トルク）、および出力軸回転速度 N_{out} に基づいて理想圧（最適圧） P_{l2} が算出されるとともに、第2調圧弁150の基本出力圧 P_{l2} が、たとえば図3に示す予め記憶された関

係から実際の変速比 γ およびスロットル弁開度 θ_{11} に基づいて算出される。そして、第2調圧弁150の基本出力圧 $P_{...}$ と理想圧 $P_{...}$ との差、すなわち基本出力圧 $P_{...}$ から低下させる油圧低下値 $P_{...}$ が数式5から算出される。この油圧低下値 $P_{...}$ は、第2ライン油圧 P_{12} を理想圧 $P_{...}$ と一致させるための値であり、その油圧低下値 $P_{...}$ に対応する信号圧 $P_{...}$ が図6に示す関係から決定されるとともにリニヤソレノイド弁106から出力させられることにより、第2ライン油圧 P_{12} が理想圧 $P_{...}$ と一致させられるのである。なお、数式4の右辺第2項は遠心油圧の補正項であり、右辺第3項は余裕値である。また、数式4の k_1 および k_2 は定数である。

【0041】

【数4】

$$P_{...} = k_1 (1 + \gamma) T_e - k_2 \cdot N_{...}^2 + \Delta P$$

【0042】

【数5】

$$P_{...} = P_{...} - P_{...}$$

【0043】上記変速制御において、たとえば、図12の要部構成図に示すように、評価値決定手段500では、ROM114に対応する記憶手段502において記憶された関係から、機関出力決定手段504により決定された実際の出力馬力を通る等馬力曲線上において燃料消費率および窒素酸化物排出率を考慮した第1及び第2の評価値が希薄燃焼領域および理論空燃比燃焼領域についてそれぞれ決定される。このようにして評価値決定手段500により決定された希薄燃焼領域および理論空燃比燃焼領域についての第1および第2の評価値に基づいて、燃料消費率 SFC および窒素酸化物排出率 SNO_x のより良く両立する側の燃焼状態が選択され、その選択された燃焼状態となるように前記エンジン10の燃焼状態が燃焼状態切手手段506により制御されるようになっている。そして、上記のようにして評価値決定手段500により決定された希薄燃焼領域および理論空燃比燃焼領域についての第1および第2の評価値に基づいて、燃料消費率および窒素酸化物排出率のより良く両立する側の燃焼状態となるように前記燃焼状態切手手段506により切り換えられると、燃料消費率 SFC および窒素酸化物排出率 SNO_x を両立させる最適の燃焼状態でエンジン10が作動させられる。しかも、前記のように実際の出力馬力を示す等馬力曲線上において記評価値がそれぞれ決定されるので、車両の駆動力が損なわれることがないのである。

【0044】以下、図13のフローチャートに基づいて上記燃焼状態切手制御の作動をさらに詳しく説明する。図13のステップS1では、エンジン10の最適燃費率および運転性が得られるように予め求められ且つROM114に記憶されたよく知られた変速線図から実際のスロットル弁開度 θ_{11} および車速 SPD に基づいて目標入

力軸回転速度 N_{11}^* が決定される。その変速線図は、たとえば、特開昭60-205067号公報に記載されたものと同様に、シフトレバー126により選択された走行レンジに対応する複数種類の変速線図から予め選択されたものが使用され、複数のデータポイントが記憶されたデータマップの形態で記憶されるとともにデータポイントの中間値はよく知られた補完計算により算出される。

【0045】図13のステップS2では、減算カウンタCの内容が「0」であるか否かが判断される。この減算カウンタCは、後述の評価関数最小値の場合のエンジン回転速度 N_{11}^* と上記目標入力軸回転速度 N_{11}^* との差が大きいために、より正確な N_{11}^* を目標値として用いる期間を制御するためのものであり、たとえば数秒程度の値が用いられる。減算カウンタCは図示しない初期化ルーチンにおいてその内容が「0」にリセットされているので、当初は上記ステップS2の判断が肯定されて、ステップS3の評価関数最小値計算ルーチンが実行され、希薄燃焼状態における燃料消費率および排気中の窒素酸化物排出率に関連した評価関数の最小値が決定されるとともに、その最小値が得られるときのエンジン回転速度 N_{11}^* が一時記憶される。

【0046】すなわち、上記ステップS3評価関数最小値計算ルーチンでは、たとえば図14に示すように、ステップS3-1においてエンジン10の出力トルク T_e が予め記憶された関係($T_e = \max(N_{11}, \theta_{11})$)から実際のエンジン回転速度 N_{11} ($=N_{11}^*$)およびスロットル弁開度 θ_{11} に基づいて算出されるとともに、前記機関出力決定手段504に対応するステップS3-2においてエンジン10の出力馬力 PS が予め記憶された関係($PS = k \cdot T_e \cdot N_{11}$)から上記出力トルク T_e および実際のエンジン回転速度 N_{11} に基づいて算出される。次いで、ステップS3-3において変数Iの内容がたとえば「-5」にセットされた後、ステップS3-4乃至S3-8の探索ルーチンが実行される。

【0047】この探索ルーチンのステップS3-4では、現状のエンジン回転速度 N_{11} を中心として複数の第1の評価値を探索するための複数段階-I乃至+Iの最初の回転速度値 N_{11} ($=N_{11} + I \cdot \delta$)、すなわち当初は $I = -5$ であるので、現状のエンジン回転速度 N_{11} よりも予め定められた一定値 δ の5倍だけ低いエンジン回転速度値 $N_{11} - 5\delta$ が決定される。この一定値 δ には、50乃至100r.p.m.程度の値が採用される。続くステップS3-5では、上記回転速度値 $N_{11} - 5\delta$ に対応した等馬力曲線上の複数の探索点におけるエンジントルク T_{e1} ($=PS/N_{11}$)がそれぞれ算出される。この等馬力曲線は、予め記憶された複数の曲線からステップS3-2で求められた実際の出力馬力値を通るものが選択されたものであり、図10および図11には1本の等馬力曲線が示されている。

【0048】 探索ルーチンのステップS3-6では、エンジン10の希薄燃焼時における値であって、上記等馬力曲線上の探索点における排気中の窒素酸化物排出率 $SN_{O,i}$ ($=f(N_{i,i}, T_{i,i})$) および燃料消費率 SFC_i ($=g(N_{i,i}, T_{i,i})$) が、図10および図11に示す予め記憶された関係からそれぞれ決定される。次いで、ステップS3-7では、予めROM114に記憶された数式6に示す関係から、上記探索点の窒素酸化物排出率 $SN_{O,i}$ および燃料消費率 SFC_i に基づいて評価関数値 $L_{i,i}$ が算出される。

【0049】

【数6】

$$L_{i,i} = k_1 SN_{O,i} + k_2 SFC_i$$

【0050】 続いて、探索ルーチンのステップS3-8では、変数Iの内容が「+5」に到達したか否か、すなわち各探索点におけるすべての評価関数値が算出されたか否かが判断される。当初は未だすべての評価関数値が算出されていないと判断されるので、ステップS3-9において変数Iの内容に「1」が加算された後、前記ステップS3-4以下が繰り返し実行される。しかし、すべての第1評価関数値が算出されたと判断された場合には、ステップS3-10において希薄燃焼状態の各探索点毎の合計11個の評価関数値 $L_{i,i}$ のうちの最小値 L_{min} が決定されるとともに、その最小値評価関数値 L_{min} に対応するエンジン回転速度が希薄燃焼状態での最適目標回転速度 $N_{i,0}$ として一時記憶される。

【0051】 図13に戻って、続くステップS4では、前記ステップS3と同様のステップが実行されることにより、予めROM114に記憶された図10および図11に示す関係からストイキ燃焼状態における各探索点毎の第2の評価関数値 $L_{i,i}$ が決定されるとともに、それらの中の最小値 L_{min} が決定される。すなわち、上記ステップS3およびS4が前記評価値決定手段500に対応している。続くステップS5では、上記のようにして求められた希薄燃焼状態での各探索点毎の評価関数値 $L_{i,i}$ のうちの最小値 L_{min} がストイキ燃焼状態における各探索点毎の評価関数値 $L_{i,i}$ のうちの最小値 L_{min} 以上であるか否かが判断される。このステップS5の判断が否定された場合には、フラグFLAGの内容が「0」にリセットされてエンジン用電子制御装置440へ出力されるが、このステップS5の判断が肯定された場合には、フラグFLAGの内容が「1」にセットされてエンジン用電子制御装置440へ出力される。エンジン用電子制御装置440では、このフラグFLAGの内容が「0」にリセットされると、空燃比が理論空燃比よりも希薄となるように燃料噴射弁426からの燃料噴射量が制御されると同時にスワールコントロール弁430が閉じられて希薄燃焼が行われるようにされる一方、上記ステップS5の判断が肯定されてフラグFLAGの内容が「1」にセットされると、空燃比が理論空燃比となるように燃

料噴射弁426からの燃料噴射量が制御されると同時に、スワールコントロール弁430が閉じられて燃焼室400内にスワールが発生させられて希薄燃焼が行われるようになっている。すなわち、上記ステップS5、S6、S7が前記燃焼状態切換手段506に対応しているのである。

【0052】 続くステップS8では、ステップS1で求められた目標入力回転速度 $N_{i,0}$ とステップS3で求められた希薄燃焼状態での最適目標回転速度 $N_{i,0}$ との差が、予め定められた一定の判断基準値 ϵ よりも小さいか否かが判断される。この判断基準値 ϵ は、上記目標入力回転速度 $N_{i,0}$ が希薄燃焼状態での最適目標回転速度 $N_{i,0}$ から離れている程度を判断するためのものであり、燃焼状態に関連した SFC および $SN_{O,i}$ の精度を高めるために予め実験的に求められている。

【0053】 上記ステップS8の判断が肯定された場合には、目標入力回転速度 $N_{i,0}$ が希薄燃焼状態での最適目標回転速度 $N_{i,0}$ からそれほど離れていない状態であるので、ステップS9において減算カウンタCの内容が「0」にクリアされた後、ステップS10において、目標入力軸回転速度 $N_{i,0}$ と実際の入力軸回転速度 $N_{i,0}$ との差、すなわち変速比フィードバック制御の制御偏差 $\Delta N_{i,0}$ が算出され、ステップS11において、その制御偏差 $\Delta N_{i,0}$ が解消されるように変速比制御弁ユニット250が駆動される。すなわち、図15に示す変速モードのいずれかが制御偏差 $\Delta N_{i,0}$ に応じて選択され、その変速モードとなるように第1電磁弁102および第2電磁弁104が駆動されるのである。

【0054】 しかし、上記ステップS8の判断が否定された場合には、目標入力回転速度 $N_{i,0}$ が希薄燃焼状態での最適目標回転速度 $N_{i,0}$ から比較的離れた状態であるので、ステップS12において減算カウンタCの内容が予め定められた設定値 C_0 にセットされるとともに、ステップS13において目標入力軸回転速度 $N_{i,0}$ の内容が希薄燃焼状態での最適目標回転速度 $N_{i,0}$ とされることによってその目標入力軸回転速度 $N_{i,0}$ が更新された後、前記ステップS10以下が実行される。

【0055】 上記のように減算カウンタCの内容に値 C_0 がセットされると、次の制御サイクルのステップS2の判断が否定されるので、ステップS14において減算カウンタCの内容から一定の減算値「-1」が差し引かれた後、ステップS15において減算カウンタCの内容が「0」に到達したか否かが判断される。当初は到達しておらず、ステップS15の判断が否定されるので、ステップS10以下が実行されるが、減算カウンタCの内容が「0」に到達すると、ステップS15の判断が肯定されるので、ステップS16において減算カウンタCの内容が「0」にクリアされた後、ステップS10以下が実行される。すなわち、目標入力回転速度 $N_{i,0}$ が希薄燃焼状態での最適目標回転速度 $N_{i,0}$ から ϵ 以上離れる

と、減算カウンタCの設定値C。に対応する時間だけ、変速比制御の目標値が希薄燃焼状態での最適目標回転速度 N_{10}^* とされるのである。これにより、現在の燃焼状態が選択された根拠とされたエンジン回転速度 N_{10}^* となるように変速比 γ が調節され、SFCおよび SN_{O_1} の精度が高められる。

【0056】上述のように、本実施例によれば、評価値決定手段500においては、記憶手段502において記憶された図10の関係および図11の関係から、機関出力決定手段504により決定された実際の出力馬力PSを通る等馬力曲線上において燃料消費率SFCおよび窒素酸化物排出率 SN_{O_1} を考慮した最小評価値 L_{100} および L_{101} が希薄燃焼領域および理論空燃比燃焼領域についてそれぞれ決定される。そして、このようにして評価値決定手段500により決定された希薄燃焼領域および理論空燃比燃焼領域についての各最小評価値 L_{100} および L_{101} のうち、小さい側、すなわち燃料消費率および窒素酸化物濃度のより良く両立する側の燃焼状態が選択され、その選択された燃焼状態となるように信号FLAGがエンジン用電子制御装置440へ出力される。このため、上記のようにして評価値決定手段500により決定された希薄燃焼領域および理論空燃比燃焼領域についての各最小評価値 L_{100} および L_{101} のうちの小さい側の燃焼状態となるようにエンジン10の燃焼状態が切り換えられると、燃料消費率SFCおよび窒素酸化物排出率 SN_{O_1} を両立させる最適の燃焼状態でエンジン10が作動させられる。しかも、前記のように実際の出力馬力を示す等馬力曲線上において第1の評価値 L_{10} および第2の評価値 L_{11} がそれぞれ決定されるので、車両の駆動力が損なわれることがないのである。

【0057】次に本発明の他の実施例を説明する。なお、以前の説明において、前述の実施例と共通する部分には同一の符号を付して説明を省略する。本実施例のエンジン用電子制御装置440においては、図16に示すように、所定の負荷値に対応した予め定められた一定の判断基準値（エンジン回転数あたりの吸入空気量： Q/N ） α を境にして、希薄燃焼状態とストイキ燃焼状態とが切り換えられるように、空燃比が制御されるようになっている。

【0058】トランスミッション用電子制御装置110においては、図17のステップS3-11において、実際の出力馬力PSを通る等馬力曲線上において前記判断基準値 α に対応する境界回転速度値 N_{10}^* が決定されるとともに、それ以後の探索ルーチンS3-4乃至S3-8およびステップS4において、前述の実施例と同様に、図10および図11の関係からその境界回転速度値 N_{10}^* を中心とする複数の探索点毎の希薄燃焼状態における評価関数値 L_{10} およびそれらの最小値 L_{100} が決定されるとともに、最小値 L_{100} に対応する最適目標回転

速度 N_{10}^* 、理論空燃比燃焼状態における評価関数値 L_{11} およびそれらの最小値 L_{110} が決定される。

【0059】図18のステップS12においては、ステップS1にて求められた目標入力回転速度 N_{10}^* と前記ステップS3-11で求められた境界回転速度値 N_{10}^* との差が予め定められた判断基準値Eよりも小さいか否かが判断される。この判断基準値Eは、燃焼状態切換の対象領域であるか否かを判断するために予め求められたものである。上記ステップS12の判断が否定された場合には、ステップS10以下が実行されてステップS1で求められた目標入力軸回転速度 N_{10}^* が実現されるように変速比 γ が調節される。しかし、ステップS12の判断が肯定された場合には、前記燃焼状態切換手段506に対応するステップS5、S6'、S7'が実行されることにより、最小評価値 L_{100} および L_{110} のうちの低い側が得られる燃焼状態に切り換えられる。すなわち、希薄燃焼状態の最小評価値 L_{100} がストイキ燃焼状態の最小評価値 L_{110} 以下である場合には、ステップS5の判断が否定され、且つステップS6'において、目標入力軸回転速度 N_{10}^* の内容が前記境界回転速度値 N_{10}^* に所定の変更値 ΔN_{10} が加えられた値に変更されることにより、実際のエンジン回転速度 N_{10} が N_{10}^* より大きくされてエンジン10が希薄燃焼状態とされる。反対に、ストイキ燃焼状態の最小評価値 L_{110} が希薄燃焼状態の最小評価値 L_{100} より小さい場合には、ステップS5の判断が肯定され、且つステップS7'において境界回転速度値 N_{10}^* から ΔN_{10} が差し引かれた値に変更されることにより、実際のエンジン回転速度 N_{10} が N_{10}^* より小さくされてエンジン10がストイキ燃焼状態とされるのである。

【0060】前述の実施例では、エンジン用電子制御装置440へ送信される信号FLAGの内容が変更されることにより、エンジン10の燃焼状態が切り換えられていたが、本実施例では、目標入力軸回転速度 N_{10}^* の値がずらされることにより燃焼状態が切り換えられる点において異なるが、前述の実施例と同様の効果が得られるのである。

【0061】以上、本発明の一実施例を図面に基づいて説明したが、本発明はその他の態様においても適用される。たとえば、前述の実施例では、希薄燃焼状態についての第1評価値 L_{10} と理論空燃比燃焼状態とについての第2評価値 L_{11} がそれぞれ決定され、それらの評価値 L_{100} および L_{110} に基づいて希薄燃焼状態と理論空燃比燃焼状態とのいずれかが決定されていたが、それらの燃焼状態の組み合わせは一例に過ぎず、エンジン10がそれらの燃焼状態を含む複数種類の燃焼状態に制御される場合には、上記希薄燃焼状態と理論空燃比燃焼状態との間に限らず、他の燃焼状態との間においても同様に適用され得る。要するに、燃料消費率SFCおよび窒素酸化物排出率 SN_{O_1} が互いに異なる燃焼状態間であれ

ばよいのである。

【0062】また、前述の図13および図17の実施例では、希薄燃焼状態および理論空燃比燃焼状態のそれぞれについて各11個の評価値 L_{11} および L_{12} がそれぞれ求められていたが、それらの個数は変更されても差し支えなく、たとえば現在のエンジン回転速度 N に対応する1個の評価値 L_{11} および L_{12} が希薄燃焼状態および理論空燃比燃焼状態のそれぞれについて求められ、それらの評価値 L_{11} および L_{12} の小さい側の燃焼状態が選択されるようにしてもよいのである。

【0063】また、前述の図13の実施例では、ステップS2、S8、S9、S12乃至S16により、目標入力軸回転速度 N_{11} とステップS3で求められた希薄燃焼状態での最適目標回転速度 N_{11}^* との差が予め定められた一定の判断基準値 ε よりも小さい場合には、所定の期間Cだけその最適目標回転速度 N_{11}^* が変速比フィードバック制御の目標値として用いられるように構成されているが、それらのステップが除去されていても、本発明の一応の効果が得られるのである。

【0064】また、前述の図18の実施例における判断基準値Eおよび変更値 ΔN_{11} は、一定値でもよいが、エンジン回転速度 N 、車速SPD、吸入空気量 Q/N などに応じて大きくなる関数値であってもよい。

【0065】また、前述の実施例では、CVT16の変速比制御における目標値として目標入力軸回転速度 N_{11} が用いられていたが、予め記憶された変速線図から実際のスロットル弁開度 θ および車速SPDに基づいて決定された目標変速比 γ^* ($=N_{11}^*/N_{11}$) が用いられてもよい。この場合には、実際の変速比 γ がその目標変速比 γ^* と一致するように変速比が制御されるとともに、前記ステップS13では γ^* ($=N_{11}^*/N_{11}$) とされる。

【0066】また、前述の実施例では、エンジン用電子制御装置440とトランスミッション用電子制御装置110との2つのマイクロコンピュータが用いられていたが、それら2つの機能を併せ備えた1個のマイクロコンピュータが用いられてもよいし、3以上のマイクロコンピュータにさらに分割されてもよいのである。

【0067】また、前述の実施例では、前後進切換装置14がCVT16の前段に設けられていたが、CVT16の後段に設けられていてもよいのである。

【0068】また、前述の実施例においては、第2調圧弁150により調圧される第2ライン油圧 P_1 は、変速制御弁装置330を通してCVT16に作用させられていたが、CVT16の二次側油圧シリンダ82へ直接作用させられる形式の油圧回路であってもよいのである。

【0069】なお、上述したのはあくまでも本発明の一実施例であり、本発明はその主旨を逸脱しない範囲において種々の変更が加えられ得るものである。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例を含む車両用動力伝達装置の構成を説明する図である。

【図2】図1の実施例の油圧制御回路の一部の構成を示す図である。

【図3】図2の第2調圧弁の出力特性を示す図である。

【図4】図2のスロットル弁開度検知弁の出力特性を示す図である。

【図5】図2の変速比検知弁の出力特性を示す図である。

【図6】図2のリニヤソレノイド弁の出力特性を示す図である。

【図7】図1のエンジンの燃焼制御装置の構成を示す図である。

【図8】図7の燃焼制御装置によるエンジンの空燃比制御特性を示す図である。

【図9】図7の燃焼制御装置によるエンジンのEGR率制御特性を示す図である。

【図10】図1のエンジンの燃料消費率特性を各燃焼状態について示す図である。

【図11】図1のエンジンの窒素酸化物排出率特性を各燃焼状態について示す図である。

【図12】図1のトランスミッション用電子制御装置の要部構成を説明する図である。

【図13】図1のトランスミッション用電子制御装置の制御動作を詳しく説明するフローチャートである。

【図14】図13の評価関数値計算ルーチンによる制御動作を詳しく説明するフローチャートである。

【図15】図1の油圧制御回路における変速制御弁ユニットの変速動作モードと制御偏差との関係を示す図である。

【図16】本発明の他の実施例におけるエンジン用電子制御装置の燃焼状態切換動作による領域を示す図である。

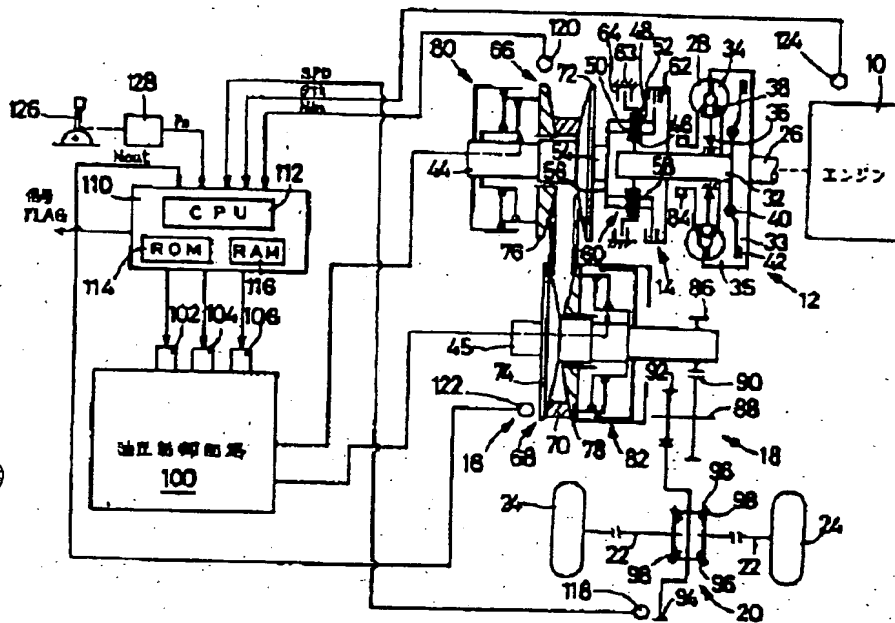
【図17】本発明の他の実施例における図14に相当する図である。

【図18】本発明の他の実施例における図13に相当する図である。

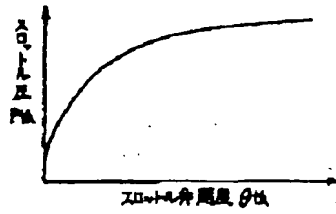
【符号の説明】

- 10 エンジン（希薄燃焼内燃機関）
- 16 ベルト式無段変速機
- 500 評価値決定手段
- 502 記憶手段
- 504 機関出力決定手段
- 506 燃焼状態切換手段

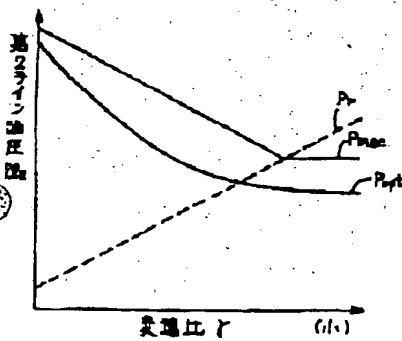
【図1】



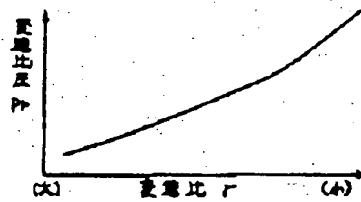
【図4】



【図3】



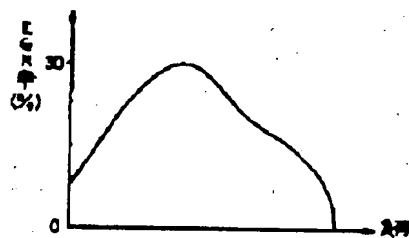
【図5】



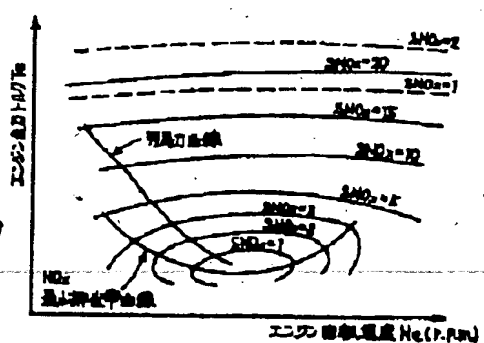
【図6】



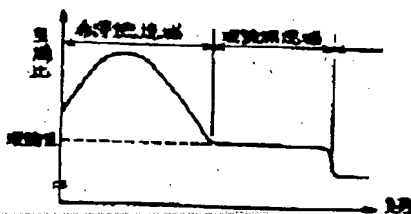
【図9】



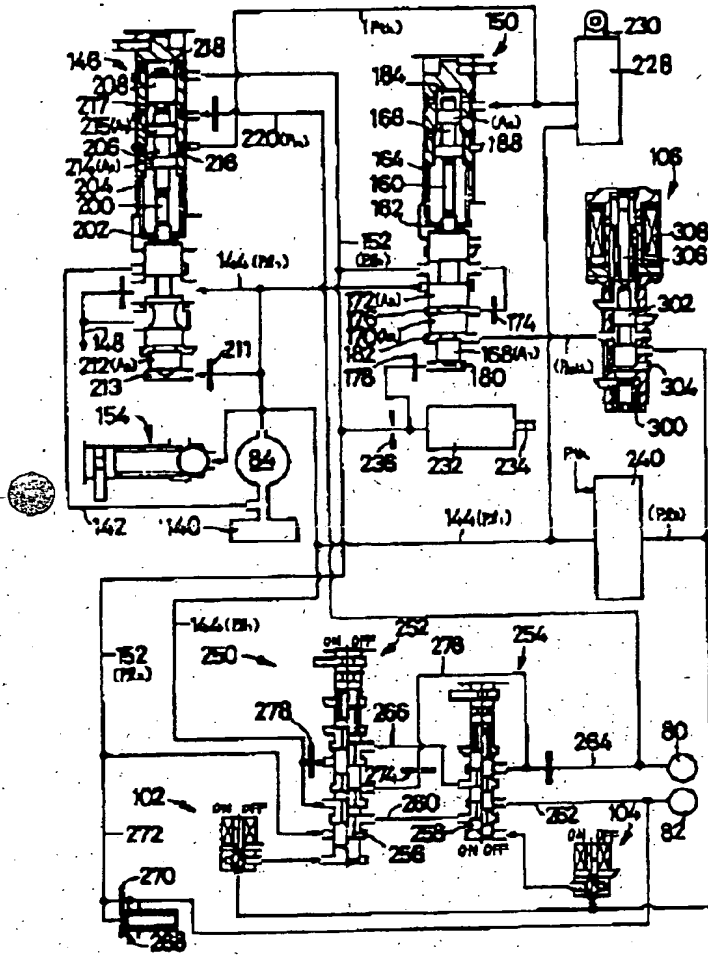
【図11】



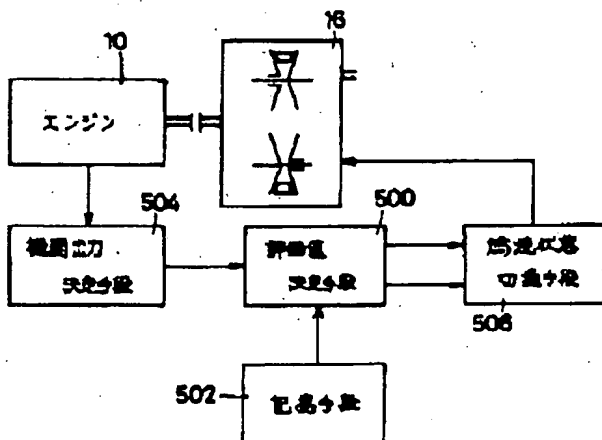
【図8】



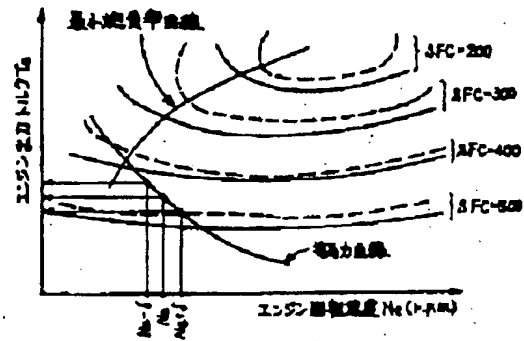
【図2】



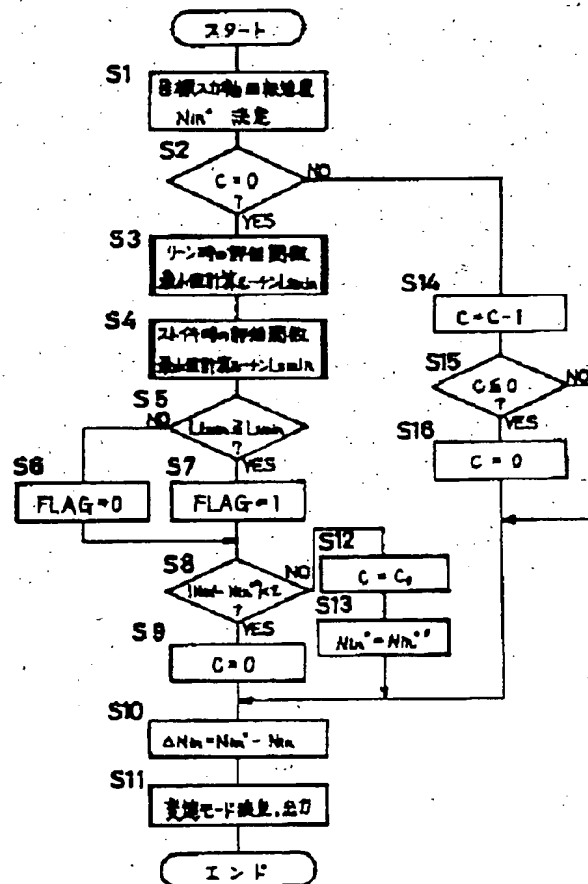
【図12】



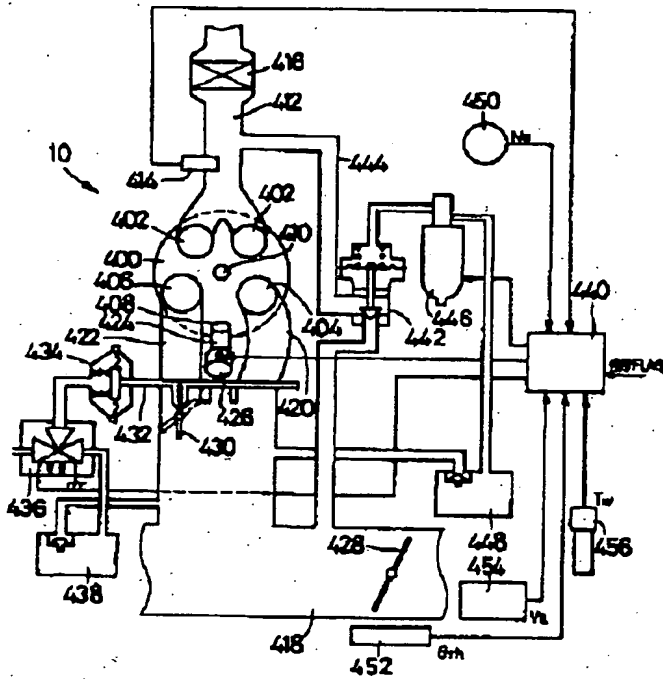
【図10】



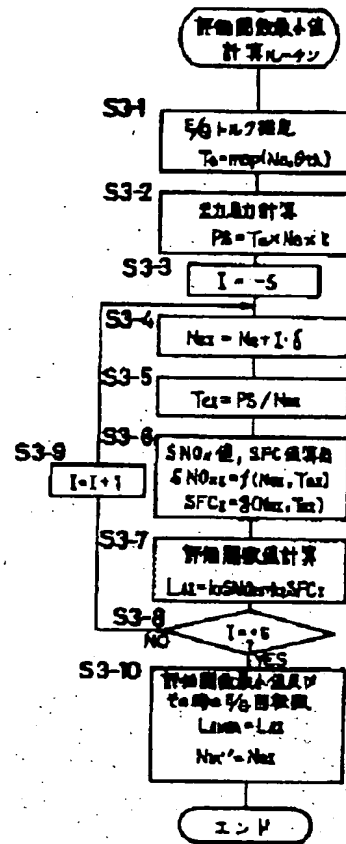
【図13】



【図7】



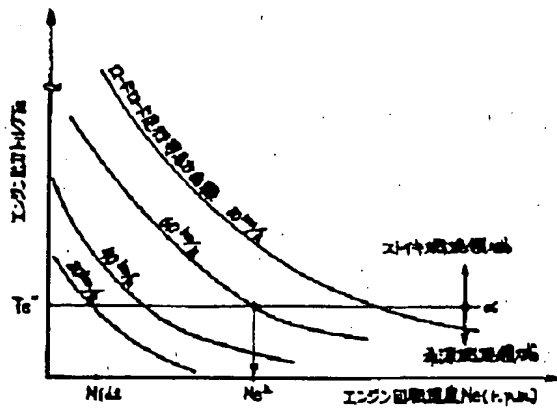
【図14】



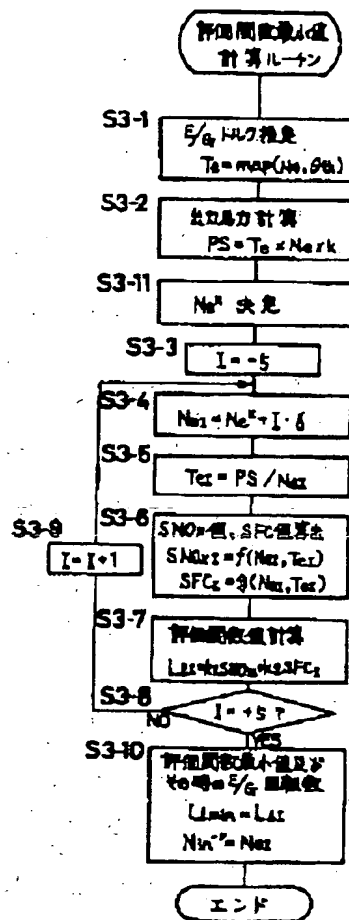
【図15】

符号	CYT16の空速でF	第1電磁弁102	第2電磁弁104	制御電圧 ΔMa (V)
①	緩やかな減速変速	オン	オン	
②	中間程度の減速変速	オン	プーパ制御	
③	緩やかな減速変速	オン	オフ	
④	緩やかな加速変速	オフ	オフ	
⑤	中間程度の加速変速	オフ	プーパ制御	
⑥	緩やかな加速変速	オフ	オン	

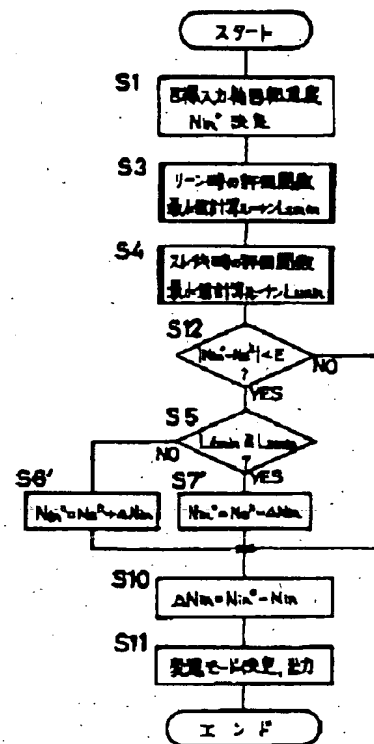
【図16】



【図17】



【図18】



フロントページの続き

1) Int. Cl.³
// F16H 59/14

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

8207-3J

THIS PAGE BLANK (USPTO)